

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

Offenlegungsschrift

DE 30 04 316 A 1

⑤1 Int. Cl. 3:
F 16 C 35/04
F 16 H 57/02
B 60 K 17/16

②1 Aktenzeichen: P 30 04 316.4-12
②2 Anmeldetag: 6. 2. 80
④3 Offenlegungstag: 27. 8. 81

DE 30 04 316 A 1

⑦1 Anmelder:
SKF Kugellagerfabriken GmbH, 8720 Schweinfurt, DE

⑦2 Erfinder:
Hüber, Dipl.-Ing. Dr., Wolfgang, 8720 Schweinfurt, DE;
Fraser, Dietmar, 8721 Dittelbrunn, DE; Feuerer, Ludwig, 8726
Gochsheim, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Lagerung der Welle eines Maschinenelementes

DE 30 04 316 A 1

ORIGINAL INSPECTED

Lagerung der Welle eines Maschinenelementes

P a t e n t a n s p r ü c h e

- 5 ①. Lagerung einer Welle eines Maschinenelementes, insbesondere einer Ritzelwelle eines Getriebes, über ein zweireihiges, vorgespanntes und mit einem radial nach außen gerichteten Flansch am Außenring versehenes Wälzlager in einem eine Bohrung zum Durchtritt der Welle aufweisenden Gehäuse aus Leichtmetall oder dergleichen, dadurch gekennzeichnet, daß das Wälzlager (8) ausschließlich über den mit Schraubenbolzen (29) oder dergleichen an einer Stirnfläche (31) des Gehäuses (1) befestigten Flansch (27) axial und radial am Gehäuse (1) festgelegt ist, während die radial gegenüberliegenden Flächen (3, 32) des Gehäuses (1) und des Wälzlagers (8) ohne radiales Übermaß, d. h. mit Spielpassung zueinander angeordnet sind.
- 10 2. Lagerung einer Welle nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Wälzlager (8) im Gehäuse (1) so angeordnet ist, daß der Flansch (27) an der inneren Stirnfläche (31) des Gehäuses (1) anliegt.
- 15

3. Lagerung einer Welle nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine der radial gegenüberliegenden Flächen (3, 32) des Gehäuses (1) und des Wälzlagers (8) radial geringfügig über diese Fläche vorstehende Zentrierflächen (33) aufweist.
- 5 4. Lagerung einer Welle nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Zentrierflächen auf der Mantelfläche (32) des Außenringes (9) des Wälzlagers (8) angeordnet sind und radial nach außen vorstehen.
- 10 5. Lagerung einer Welle nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Zentrierflächen in der Bohrung (3) des Gehäuses (1) angeordnet sind und radial nach innen vorstehen.
- 15 6. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Zentrierflächen ein relativ schmaler radial geringfügig überstehender Zentrierbund (33) vorgesehen ist.
- 20 7. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 3 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Zentrierflächen mehrere am Umfang verteilte radial geringfügig vorstehende Zentriervorsprünge vorgesehen sind.
- 25 8. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Zentrierflächen (33) nahe dem radialen Flansch (27) des Außenringes (9) angeordnet sind.

9. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 1 bis 8 dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Wälzkörperreihen (12, 13) in O-Anordnung angeordnet sind.
- 5 10. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 1 bis 9 dadurch gekennzeichnet, daß eine (13) der Wälzkörperreihen durch Kegelrollen (23) mit geneigt zur Drehachse (22) des Wälzlagers (8) angeordneten Berührungslinien (25, 26) und die andere Wälzkörperreihe (12) durch Kugeln (19) mit geneigt zur Drehachse (22) des Wälzlagers (8) angeordneten Berührungslinien (20, 21) mit den Lagerringen (9, 16) gebildet ist.
- 10
11. Lagerung einer Welle nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die durch die Kegelrollen (23) gebildete Wälzkörperreihe (13) in der Nähe des Flansches (27) angeordnet ist.
- 15
12. Lagerung einer Welle nach einem der Ansprüche 9 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Abstand "a" der Druckmittelpunkte, d.h. der Schnittpunkte der Berührungslinien, (20, 21 bzw. 25, 26) mit der Drehachse (22) des Wälzlagers (8), etwa dem 1,5 bis 2-fachen Durchmesser "d" der Welle (4) entspricht.
- 20

Lagerung der Welle eines Maschinenelementes

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Lagerung der Welle eines Maschinenelementes, insbesondere einer Ritzelwelle eines Getriebes, über ein zweireihiges, vorgespanntes und
5 mit einem radial nach außen gerichteten Flansch am Außenring versehenes Wälzlager in einem eine Bohrung zum Durchtritt der Welle aufweisenden Gehäuse aus Leichtmetall oder dergleichen.

Lagerungen von Wellen mit einem zweireihigen, vorgespannten Wälzlager sind bereits bekannt. In der DE-OS 27 53 108
10 ist eine Lagereinheit, insbesondere für die Anwendung bei Ritzellagerungen für Hinterachsgetriebe, beschrieben, die aus einem für beide Wälzkörperreihen gemeinsamen Außen-

ring, der einenends mit einem radialen, Befestigungsbohrungen aufweisenden Befestigungsflansch versehen ist, zwei separaten, mit je einer Laufbahn versehenen Innenringen und aus einem zwischen den beiden Innenringen angeordneten Abstandsring, dessen axiale Breite entsprechend der im Wälzlager gewünschten Vorspannung gewählt wird, besteht. Die Mantelfläche des Außenringes dieses bekannten Wälzlagers ist dabei mit Ausnahme der Schmiernut zwischen den beiden Wälzkörperreihen durchgehend mit gleichem Durchmesser ausgeführt. Dieses bekannte Wälzlager wird so in die Bohrung des Getriebegehäuses eingebaut, daß sich die zylindrische Mantelfläche über ihre gesamte Länge in der zylindrischen Bohrung des Getriebegehäuses mit einem gewissen Passungsübermaß in radialer Richtung abstützt. Der radiale Flansch des Außenringes liegt in der Regel an der äußeren Stirnseite des Getriebegehäuses an und dient dabei ausschließlich zur axialen Festlegung des Wälzlagers und damit des durch ihn gelagerten Maschinenteils.

Heutzutage geht der Trend aus Gründen der Kosten- und Gewichtersparnis immer mehr zu Leichtmetallgehäusen, wobei jedoch die unterschiedlichen Werkstoffdehnungen von Leichtmetall und Wälzlagerstahl in Abhängigkeit von der Temperatur im Betrieb das Passungsübermaß zwischen Wälzlager und Gehäuse und damit auch die Vorspannkraft in der Lagerung verändern. Eine Änderung der Vorspannkraft kann zu größerem Spiel in der Lagerung führen, das wiederum die Genauigkeit des Zahneingriffs zwischen Ritzel und Tellerrad beeinflusst. Erhöhte Geräuschentwicklung und größerer Verschleiß bzw. im Extremfall Zahnfußbrüche sind die Folge, ganz abgesehen von dem frühzeitigeren Ausfall des Wälzlagers oder gar Beschädigungen des Leichtmetallgehäuses.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Lagerung der eingangs beschriebenen Art zu schaffen, die insbesondere bei Verwendung von Leichtmetallgehäusen während des Betriebes aufgrund der Änderungen der Betriebsbedingungen, insbesondere der Temperatur, keine wesentliche Änderung der Vorspannkraft sowie der geometrischen Verhältnisse der zu lagernden Teile zueinander erfährt.

Diese Aufgabe wird durch die im Anspruch 1 gekennzeichneten Maßnahmen gelöst.

- 10 Durch diese Maßnahmen wird das Wälzlager im Betriebszustand ausschließlich über den Flansch am Gehäuse sowohl in axialer als auch radialer Richtung gehalten, während sonst kein Festsitz des Lageraußenringes in der Bohrung des Leichtmetallgehäuses vorliegt, sondern eine Spielpas-
- 15 sung. Es herrscht also ein radiales Spiel zwischen den beiden Teilen. Damit ist der Temperatureinfluß auf die Ritzellagerung ausgeschaltet, so daß bei steigenden Temperaturen kein Einfluß auf die Vorspannkraft vorhanden ist. Das bei konventionellen Lagerungen durch die Änderung der Vorspannkraft entstehende größere Spiel mit seinen erwähnten Nachteilen ist verhindert.

- Um wesentliche Änderungen der geometrischen Verhältnisse der zu lagernden Maschinenelemente zueinander, z. B. des Zahneingriffs bei Zahnradgetrieben, zu vermeiden, wird
- 25 nach einem weiteren Merkmal der Erfindung das Wälzlager so im Gehäuse angeordnet, daß der radial nach außen gerichtete Flansch am Außenring an der inneren Stirnfläche des Gehäuses anliegt. Der Abstand der Befestigungsebene zu der Krafteinleitungsebene auf das zu lagernde

Maschinenelement wird dadurch so klein wie möglich und als Folge auch der Temperatureinfluß so gering wie möglich gehalten. Das bedeutet bei einem Hinterachsgetriebe, daß der Temperatureinfluß auf den Zahneingriff praktisch ausgeschaltet ist.

5 Nach weiteren Merkmalen der Erfindung ist eine der radial gegenüberliegenden Flächen des Wälzlagers und des Gehäuses, d.h. z. B. die Bohrung des Gehäuses oder die Mantelfläche des Außenringes des Wälzlagers mit radial geringfügig über diese (Bohrungsfläche des Gehäuses oder Mantelfläche des Außenringes) vorstehenden, relativ schmalen Zentrierflächen versehen. Diese Zentrierflächen dienen dabei im wesentlichen nur dazu, das Wälzlager beim Einbau genau zu zentrieren, bevor die Befestigungsschrauben des Flansches angezogen werden und damit das Wälzlager gegenüber dem Gehäuse festgelegt wird. Damit ist gewährleistet, daß das Wälzlager und damit auch das zu lagernde Maschinenelement, d. h. zum Beispiel ein Ritzel, genau zentrisch zur Gehäusebohrung ausgerichtet ist.

10 15 20 Die Zentrierflächen können zweckmäßigerweise durch einen Zentrierbund gebildet werden, der auf der Mantelfläche des Außenringes des Wälzlagers oder in der Bohrung des Gehäuses angeordnet ist.

25 Statt eines ringförmigen Zentrierbundes können nach einem weiteren Merkmal der Erfindung auch am Umfang verteilt mehrere radial geringfügig über die entsprechende Fläche vorstehende Zentriervorsprünge vorgesehen werden.

Nach einem weiteren Merkmal der Erfindung werden zweckmäßigerweise die Zentrierflächen, d.h. der Zentrierbund oder die Zentriervorsprünge, in der Nähe des Flansches des Außenringes angeordnet. Damit wird erreicht, daß das
5 Wälzlager nicht verkantet eingebaut wird.

In den Unteransprüchen 9 bis 12 sind besondere zweckmäßige Ausführungsformen des Wälzlagers für die erfindungsgemäße Lagerung beschrieben. Durch die Anordnung einer Kugel- und einer Kegelrollenreihe mit geneigt zur Drehachse
10 verlaufenden Berührungslinien kann das Wälzlager einerseits größere Biegemomente aufnehmen, andererseits baut das Wälzlager in axialer Richtung kürzer. Die Anordnung der durch die Kegelrollen gebildeten Wälzkörperreihe in der Nähe des Flansches des Außenringes hat insbesondere
15 den Vorteil, daß der Flansch sich vorwiegend auf die höher belastete Kegelrollenreihe sehr versteifend auswirkt. Um die Wellendurchbiegung auf ein Minimum zu halten, wird zweckmäßigerweise der Abstand der Druckmittelpunkte, d.h. der Schnittpunkte der Berührungslinien der beiden Wälz-
20 körperreihen mit der Drehachse des Wälzlagers, entsprechend dem 1,5 bis 2-fachen des Durchmessers der Welle gehalten.

Die Erfindung soll nachstehend anhand eines Ausführungsbeispielles eine Lagerung eines Ritzels eines Hinterachs-
25 getriebes näher beschrieben werden.

Es zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch das Hinterachsgetriebe längs der Mittelachse des Ritzels und

Fig. 2 das für die Lagerung des Ritzels nach Fig. 1 verwendete Lager im vergrößerten Maßstab.

Zur Verdeutlichung der Erfindung sind gewisse Einzelheiten übertrieben dargestellt.

5 Das Hinterachsgetriebe nach Fig. 1 besteht aus dem Gehäuse 1 aus Leichtmetall, z. B. einer Aluminiumlegierung, das durch einen Deckel 2 verschlossen ist, einer durch eine Bohrung 3 des Gehäuses 1 hindurchgreifenden Antriebswelle 4 mit dem Durchmesser "d", die an ihrem vorderen Ende ein Ritzel 5 trägt, sowie aus einer durch senkrecht zur Antriebswelle 4 gerichtete Bohrungen hindurchgreifenden Abtriebswelle 6, die ein Tellerrad 7 trägt. Tellerrad 7 und Ritzel 5 sind miteinander im Eingriff, so daß das Antriebsdrehmoment von der Antriebswelle 4 auf die Abtriebswelle 6 übertragen wird.

Das Ritzel 5 ist über ein zweireihiges Wälzlager 8 am Gehäuse 1 abgestützt. Dieses zweireihige Wälzlager 8 besteht aus einem gemeinsamen Außenring 9 mit Laufbahnen 10 und 11 für die beiden Wälzkörperreihen 12 und 13, zwei getrennt voneinander ausgebildeten, mit je einer auf der Mantelfläche vorgesehenen Laufbahn 14 bzw. 15 versehenen Innenringen 16 und 17 sowie einem zwischen den beiden Innenringen 16 und 17 angeordneten Abstandsring 18, dessen axiale Breite "L" entsprechend der im Wälzlager gewünschten Vorspannung gewählt oder bearbeitet wird. Die eine Wälzkörperreihe 12 wird von Kugeln 19 gebildet, deren Berührungslinien 20, 21 mit der Laufbahn 10 des Außenringes 9 und der Laufbahn 14 des Innenringes 16 geneigt zur Drehachse 22 des Wälzlagers 8 angeordnet sind. Die Wälzkörper der anderen Wälzkörperreihe 13 sind Kegelrollen 23, deren

Drehachsen 24 ebenfalls geneigt zur Drehachse 22 des Wälzlagers angeordnet sind, so daß die Berührungslinien 25, 26 die Drehachse 22 des Wälzlagers 8 ebenfalls unter einem Winkel $< 90^\circ$ schneiden. Die Berührungslinien 20, 21 und 25, 26 bilden hier ein "O", so daß von einer "O-Anordnung" der Wälzkörperreihen 12 und 13 gesprochen wird. Die Schnittpunkte der Berührungslinien 20, 21 und 25, 26 mit der Drehachse 22 des Wälzlagers 8, d.h. die sogenannten Druckmittelpunkte liegen relativ weit auseinander, so daß eine breite Abstützbasis für die Antriebswelle 4 erreicht wird. Die Länge "a" dieser Abstützbasis, d.h. der Abstand der Druckmittelpunkte wird zweckmäßigerweise so gewählt, daß abhängig vom Wellendurchmesser "d" und der Kraftangriffsebene die Wellendurchbiegung ein Minimum ist. Dies ist bei einem Verhältnis $a/d = 1,5 \dots 2,0$ der Fall.

Der Außenring 9 des Wälzlagers 8 ist einenends, und zwar im Bereich der von den Kegelrollen 23 gebildeten Wälzkörperreihe 13, mit einem ringförmigen, radial nach außen gerichteten Flansch 27 versehen, der am Umfang verteilt mehrere axial verlaufende Bohrungen 28 aufweist. Durch diese Bohrungen 28 greifen Schraubenbolzen 29 hindurch in Gewindebohrungen 30 in der inneren Stirnfläche 31 des Gehäuses ein und befestigen auf diese Weise das Wälzlager 8 am Gehäuse 1. Dadurch, daß das Wälzlager 8 so angeordnet ist, daß der an einem Ende vorgesehene Flansch 27 an der inneren Stirnfläche 31 des Gehäuses zur Anlage kommt, ist der Abstand der Achse der Abtriebswelle 6 von der Befestigungsebene der Lagerung der Ritzelwelle sehr klein gehalten, wodurch der Temperatureinfluß auf den Zahneingriff auf ein Minimum reduziert wird.

Die Mantelfläche 32 des Außenringes 9 des Wälzlagers 8 ist in der Nähe des Flansches 27 mit einem relativ schmalen, radial geringfügig über diese Mantelfläche 32 (mit dem Durchmesser D_1) vorstehenden Zentrierbund 33 (mit dem Durchmesser D_2) versehen, der im kalten Zustand mit Spiel 0 oder geringem Spiel an der Innenfläche der Bohrung 3 (mit dem Durchmesser d_B) anliegt. Vor und beim Einbau des Wälzlagers 8 in das Getriebe ist der Durchmesser D_2 des Zentrierbundes 33 kleiner oder gleich dem Durchmesser d_B der Bohrung 3. Eine Beeinflussung der Vorspannung durch ein beim Einbau zu überwindendes Passungsübermaß ist somit nicht gegeben.

Der Zentrierbund 33 dient dazu, das Wälzlager 8 beim Zusammenbau des Hinterachsgetriebes genau zentrisch zur Bohrung 3 auszurichten, worauf die Schraubenbolzen 29 festgezogen werden und damit das Wälzlager 8 somit in axialer und radialer Richtung festgelegt wird. Die übrige Mantelfläche 32 weist aufgrund des kleineren Durchmessers D_1 ein größeres Spiel gegenüber der Innenfläche der Bohrung 3 mit dem Durchmesser d_B auf, so daß sich das Wälzlager 8 ausschließlich über den Flansch am Gehäuse abstützt. Bei einer Erwärmung des Hinterachsgetriebes "geht" das Gehäuse 1 aus Leichtmetall aufgrund des höheren Wärmeausdehnungskoeffizienten mehr auf als das aus Wälzlagerstahl gefertigte Wälzlager 8. Nachdem das Wälzlager 8 aber nicht über die Bohrung 3, sondern über den Flansch 27 radial abgestützt ist, hat die Aufweitung der Bohrung 3 des Gehäuses keinerlei Einfluß auf das nicht vorhandene Passungsübermaß zwischen Mantelfläche des Außenringes 9 und Bohrung 3 des Gehäuses 1 und somit auch nicht auf die Vorspannung im Wälzlager 8. Nachdem die Teile des Wälzlagers 8 aus dem gleichen Werkstoff gefertigt sind, also

den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen, ändert sich die Vorspannung im Wälzlager nicht oder nur unwesentlich. Auf diese Weise ist auch bei einer Erwärmung des Hinterachsgetriebes keine temperaturbedingte Vergrößerung des Lagerspiels der Ritzellagerung zu befürchten, die die Genauigkeit des Zahneingriffs negativ beeinflussen und damit zu einer höheren Geräusch- und Verschleißbildung führen würde.

Versuche mit dieser Ausführung haben ergeben, daß sich solche Lageranordnungen in Leichtmetallgehäusen hinsichtlich Vorspannkraft und axialer Steifigkeit günstiger verhalten als vergleichbare konventionelle Lagerungen. In radialer Richtung gibt es bezüglich der Zahneingriffsverlagerung keinerlei Verschlechterung gegenüber konventionellen Lagerungen. Der thermisch bedingte Einfluß auf Zahneingriffsverlagerung ist ebenfalls entschieden geringer.

Es ist möglich, gegenüber dem vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispiel konstruktive Abänderungen zu treffen. So kann anstelle eines ringförmigen Zentrierbundes 33 die Mantelfläche 32 des Außenringes 9 mit mehreren am Umfang verteilten Einzelvorsprüngen versehen sein, die die Zentrierung des Lagers in der Bohrung übernehmen. Der Ringbund selbst kann einstückig mit dem Außenring ausgebildet sein, es besteht jedoch auch die Möglichkeit, diesen durch einen separaten auf die Mantelfläche des Außenringes aufgesetzten Ring zu bilden. Ganz generell ist festzuhalten, daß die Zentrierflächen statt auf der Mantelfläche des Außenringes auch in der Bohrung des Gehäuses vorgesehen werden können, wobei Zentrierbund, Einzelvorsprünge oder dgl. unmittelbar in der Bohrung vorge-

sehen oder separat ausgebildet und in die Bohrung eingesetzt sein können.

- 5 Statt des vorstehend beschriebenen Wälzlagers mit einer Kegelrollen- und einer Kugelreihe ist es ohne weiteres möglich, das Lager mit zwei Kugel- oder zwei Kegelrollenreihen auszuführen und/oder statt der beschriebenen O-Anordnung der Wälzkörperreihen kann selbstverständlich auch eine X-Anordnung gewählt werden. Schließlich ist auch die Anwendung nicht auf die Lagerung einer Ritzelwelle eines
- 10 Hinterachsgetriebes beschränkt. Vielmehr kann die Erfindung auch bei jeder anderen Lagerung einer Welle eines Maschinenelementes in einem Gehäuse aus Leichtmetall oder dergleichen vorgesehen werden.

BAD ORIGINAL

130035/0022

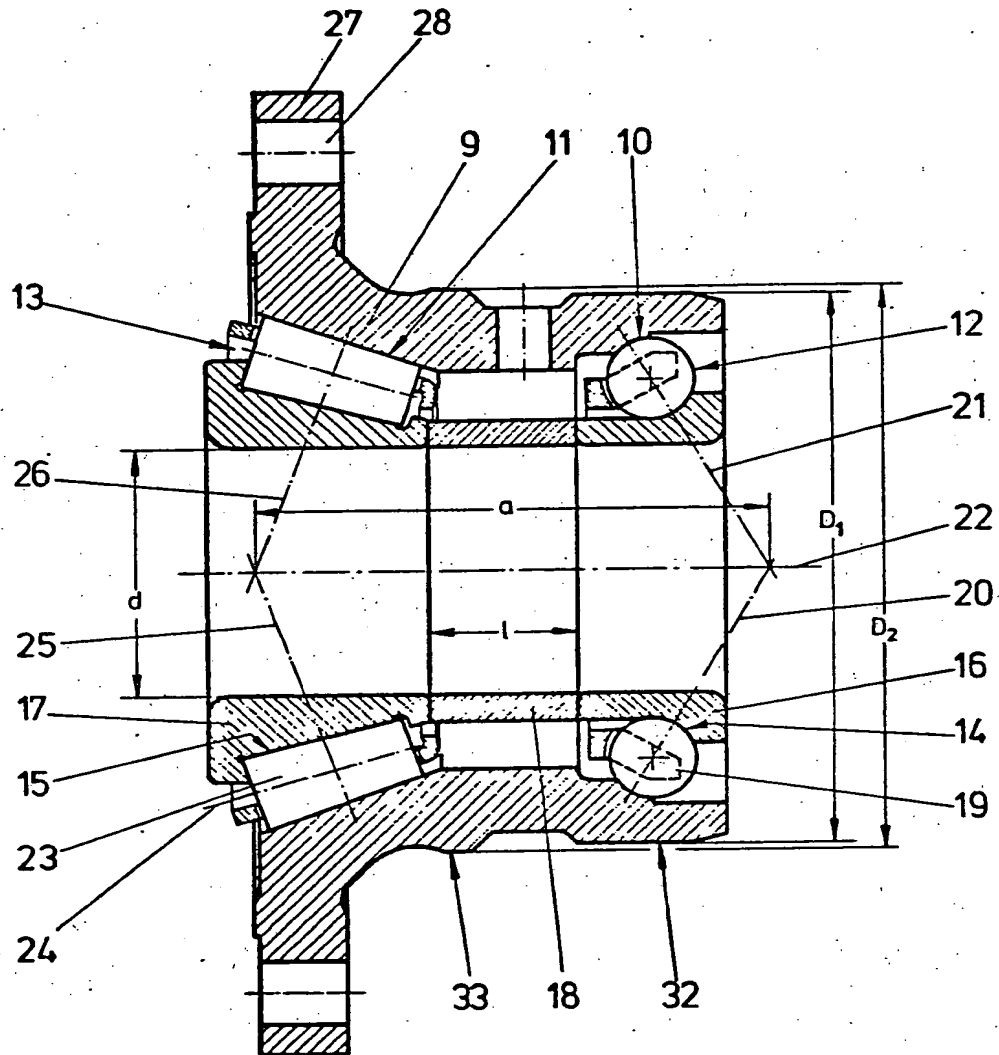


Fig. 2

- 15 -
3004316

Erfinder:
Inventor:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

30 04 316
F 16 C 35/04
6. Februar 1980
27. August 1981

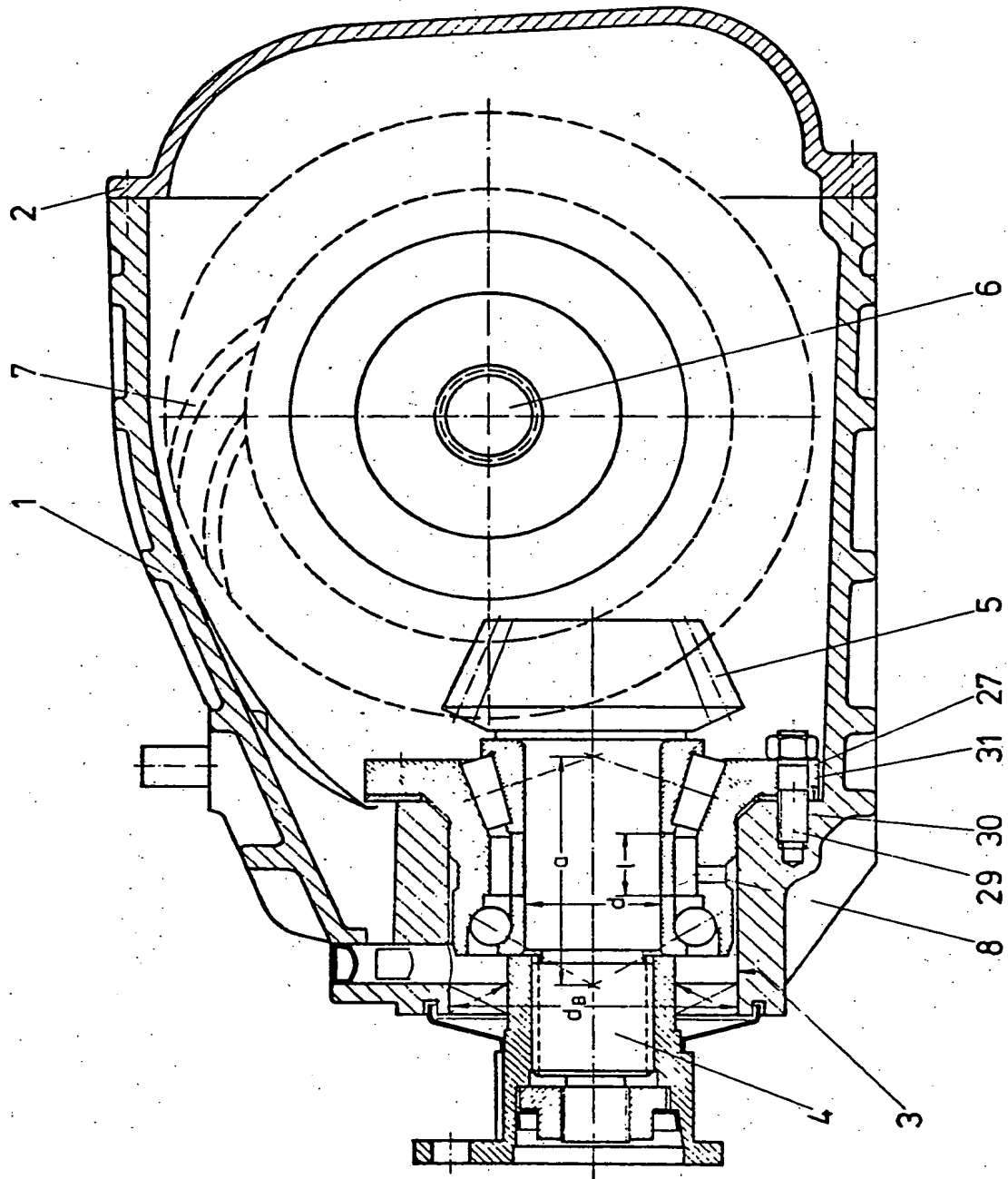


Fig. 1

130035/0022